

## BAB II

### KAJIAN PUSTAKA

#### 2.1. Tinjauan Pustaka

(Riki Setiawan, 2014) dalam “Perancangan Portable Crane Kapasitas Angkat Maksimal 500 Kg” telah merancang spesifikasi teknis dengan kait yang digunakan adalah jenis kait yang dapat berputar (*swivel hook*) menggunakan bantalan bola, dilengkapi jepit pengaman dengan batan beban kerja 800 kg dari catalog Brierley *Lifting Tackle*. Untuk menggerakkan lengan (*boom*) digunakan dongkrak hidrolik (*hydraulic long ram jack*) tipe D-51010 dari US Jack, dengan kapasitas angkat 3 ton dan panjang 413.23 mm. Roda untuk menggerakkan alat ini dipilih dari TENTE. Untuk roda depan (wheel ; UEP 125x40Ø8) EAN 4031582070354. Sedangkan untuk roda belakang (swivel caster ; 34711TP100P63) EAN 4031582304787. Material untuk alat ini adalah baja paduan (alloy steel) yang mempunyai kekuatan luluh/yield strength ( $\delta_{yield}$ ) =  $620.422.000 \text{ N/m}^2 = 620.422 \text{ N/mm}^2$ .

(Nanda Bhirawa Bagus Prasetyo, 2014) dalam “Perancangan *Crane Portabel* dengan Kapasitas Angkat 500 kg” mendapatkan spesifikasi perancangan daya angkat maksimal 500 kg, panjang rangka kaki 1500 mm, panjang lengan (*boom*) 880-1255 mm, lebar kaki 1113 mm, tinggi 1530 mm.

Adapun kelemahan-kelemahan dari design tersebut antara lain :

- Keseimbangan kerangka kurang baik sehingga rawan roboh pada saat digunakan beban maksimal.

- Kurang ringkas dan bongkar pasang cukup sulit
- Cukup memakan tempat untuk penyimpanannya.
- Suku cadang (*spare part*) yang digunakan sulit ditemukan dipasaran.

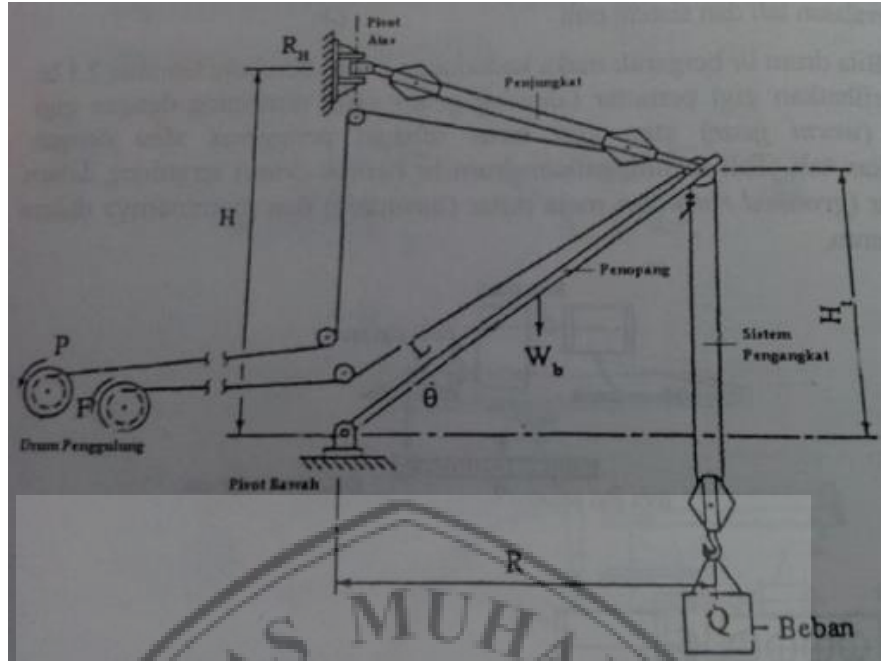
Sedangkan design yang akan di rancang oleh penulis mempunyai beberapa kelebihan dari design perancangan sebelumnya antara lain :

- Keseimbangan kerangka dan kaki roda lebih baik.
- Ringkas dan mudah dibongkar-pasang (*knock down*).
- Tidak memakan tempat untuk penyimpanannya.
- Suku cadang (*spare part*) yang digunakan banyak dipasaran.
- Lebih mudah dalam pengoperasian.
- Perawatan cukup mudah.

## **2.2. Perhitungan Gaya- Gaya Angkat Pada *Luffing***

Gambar 2.1. merupakan bagian dari mekanisme pengangkatan dengan alat crane yang terdiri dari :

1. System pengangkat dengan kapasitas Q Kg
2. System Penjunгат (*Luffing*)
3. Penopang (*stuft*)
4. Drum penggulung



Gambar 2.1. Susunan Dasar *Luffing* (Sumber: Zainuri, 2006)

Beban  $Q$  bekerja sejauh  $R$  (radius kerja) dari tumpuan gelincir (*pivot*) reaksi mendatar dari system penjungkat  $R_H$  bekerja sejauh  $H$  dari tumpuan gelincir (*pivot*).

Bila penopang membuat sudut  $\theta$  terhadap bidang rata, maka pada puncak penopang bekerja gaya sebesar  $Q \cos \theta$ .

Maka momen yang bekerja pada tumpuan gelincir adalah (Zainuri, 2006):

$$M = Q \cdot L \cos \theta$$

$$= R_H \cdot H$$

$$= Q \cdot R$$

(2-1)

$$\text{Jadi } R_H = Q \cdot \frac{L}{H} \cdot \cos \theta$$

$$= Q \cdot \frac{R}{H}$$

Beban penjunгат (W) dapat ditentukan sebagai berikut (Zainuri, 2006) :

$$W = Q \cdot \frac{R_H}{H} \sqrt{R^2 + (H_l - H)^2} \quad (2-2)$$

Sebagaimana halnya dengan system pengangkat lainnya, bila dalam keadaan statis maka semua tali mendapat beban yang sama.

Bila proses *luffing* di mulai maka akan terjadi friksi dan kerugian-kerugian yang dapat ditentukan sebagaimana diperoleh dari harga-harga yang diberikan di atas.

Suatu penopang (*Sturf*) tanpa beban tidak mungkin mempunyai berat yang cukup untuk mengatasi tahanan dan *luffing*.

Gaya- gaya yang menahan *luffing* dan harus di atasi adalah sama seperti untuk beban system pengangkat tetapi tentu saja gaya-gaya yang analog pada system *luffing*.

Beban total (Overhaul weight) yang diperhitungkan untuk system pengangkat akan sering dipadukan sebaik mungkin untuk system *luffing* dan itu merupakan persoalan geometri.

Bila tinggi terhadap tumpuan gelincir (*pivot*) atas *luffing* H lebih kecil dari panjang penopang (*Sturf*) L, proses *luffing* tidak akan mengganggu. Permasalahan akan terjadi bilamana H bertambah, sehingga gaya pada tali *luffing* yaitu beban dan system beban akan semakin berkurang.

Para perancang pesawat pengangkat harus menentukan apakah lebih menuntungkan pada pertambahan H untuk mendapatkan system *luffing* beban ringan (untuk kerusakan system pengangkat) atau dalam pilihan sebaliknya.

Bila perlu, untuk menghasilkan perhitungan yang lebih teliti, friksi harus diperhitungkan juga. Bila pulley pembalik menderita gaya  $S$  maka keadaan keseimbangan harus statis.

Maka,

$$W = S \left[ 1 - \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon^2} + \dots + \frac{1}{\varepsilon^Z} \right]$$

$$\text{Atau } W = S \frac{\varepsilon^{Z+1} - 1}{\varepsilon^Z (\varepsilon - 1)}$$

$$\text{Jadi, } S = W \cdot \varepsilon^Z \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^{Z+1} - 1}$$

Di mana :

$\varepsilon$  adalah faktor bila friksi dari pulley diperhitungkan

$Z$  adalah jumlah tali pendukung penopang (suspensi).

Dalam hal ini, sudut tali terhadap pulley pembalik (*deflector sheave*) yang terlukis dalam tali *luffing* di abaikan.

Dengan menambahkan kerugian gesekan pada pulley pembalik maka di dapat gaya  $P$ , yaitu gaya pada drum yang diperlukan untuk penjurangan naik (*luffing in*) (Zainuri, 2006) :

$$P = \varepsilon^2 \cdot S \quad (2-3)$$

Dari rumus  $S$  di atas diperoleh (Zainuri, 2006):

$$P = W \cdot \varepsilon^{Z+2} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^{Z+1} - 1} \quad (2-4)$$

Dengan substitusi rumus di atas maka (Zainuri, 2006):

$$P = Q \frac{L}{H} \cdot \varepsilon^{z+2} \cdot \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon^{z+1}-1} \cdot \cos \theta \sqrt{R^2 + (H_l - H)^2} \quad (2-5)$$

Sedangkan pada penjurangan turun (*luffing out*) :

$$W = S (1 + \varepsilon + \varepsilon^2 + \dots \varepsilon^{z-1})$$

$$W = S \frac{1 - \varepsilon^z}{1 - \varepsilon}$$

Atau :

$$S = W \frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon^z} \quad (2-6)$$

$$P = \frac{1}{\varepsilon^2} S \quad (2-7)$$

Dari substitusi rumus di atas di peroleh (Zainuri, 2006) :

$$P = Q \frac{L}{H.R} \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon^2(\varepsilon-1)} \cdot \cos \theta \sqrt{R^2 + (H_l - H)^2} \quad (2-8)$$

Dengan substitusi persamaan (2-1) dan (2-5), maka untuk penjurangan naik (*luffing in*) (Zainuri, 2006) :

$$P = \frac{M}{H.R} \varepsilon^{z+2} \cdot \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon^{z+1}-1} \sqrt{R^2 + (H_l - H)^2} \quad (2-9)$$

Dengan cara yang sama untuk penjurangan turun (*luffing out*) (Zainuri, 2006) :

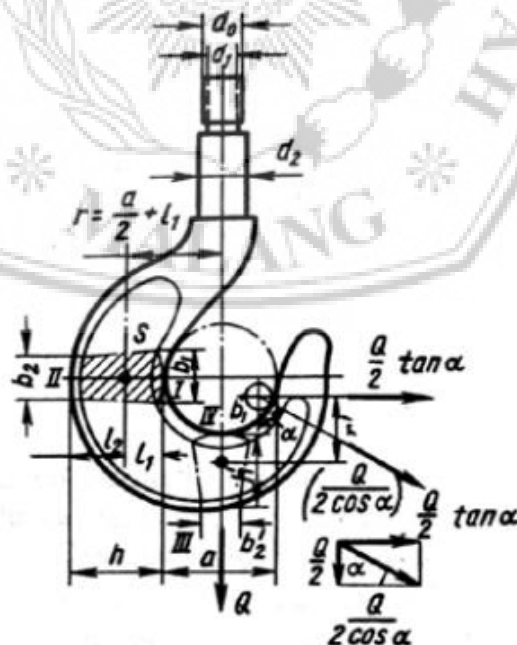
$$P = \frac{M}{H.R} \cdot \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon^2(\varepsilon^z-1)} \sqrt{R^2 + (H_l - H)^2} \quad (2-10)$$

### 2.3. Kait (*Hook*)

Kait tunggal dan kait ganda adalah jenis kait yang paling sering dipakai untuk mengangkat beban. Kait seringkali mempunyai bentuk penampang trapesium yang dibuat lebih lebar didalam. Bentuk penampang trapesium akan menghemat pemakaian dan desain yang lebih sederhana.

Adapun pembuatannya lebih lebar pada bagian dalamnya daripada bagian luarnya di maksudkan untuk mengantisipasi terjadinya tegangan yang lebih besar pada dudukan kait sisi bagian dalam.

Dudukan kait sisi dalam akan mengalami beban tarik sedangkan pada sisi luar akan mengalami tegangan tarik dan tegangan geser pada luas bidang silindernya. Ulir ini berfungsi sebagai pengikat pada peralatan pengangkat lainnya. Dan kait yang dipakai pada perancangan ini adalah kait tunggal.



Gambar 2.2.Kait Tunggal (Sumber: Zainuri, 2006)

Keterangan gambar :

$d_o$  = diameter ulir bagian luar belakang kait.

$d_1$  = diameter ulir bagian dalam belakang kait.

$d_2$  = diameter batang kait.

$r$  = jari-jari kelengkungan sumbu netral pada daerah kritis.

$a$  = pusat geometris mulut kait.

$L_1$  = jarak antara sisi kait bagian dalam ke titik pusat geometris mulut kait.

$L_2$  = jarak antara sisi kait bagian luar ke titik pusat geometris mulut kait.

$\alpha$  = sudut kerja beban yang menyebabkan terjadinya tegangan kritis terhadap kait.

$h$  = lebar penampang batang yang mengalami tegangan kritis.

$b_1$  = tebal sisi kait bagian dalam.

$b_2$  = tebal sisi kait bagian luar.

### 2.3.1. Bahan Kait (*Hook*)

Salah satu bahan yang dipergunakan untuk kait adalah SNC21 dengan pertimbangan bahwa untuk kait ini diperlukan sifat :

- Tahan aus atau gesekan.
- Kekuatan tinggi
- Tahan korosi.

Spesifikasi dari SNC2 ini adalah sebagai berikut:

- a. Kekuatan tarik maksimum(Sularso, 1997 : 3) :



$$(\sigma_{\text{tmaks}}) = 85 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

b. Faktor keamanan (k) = 6 (Sularso, 1997 : 330)

c. Tegangan tarik yang diizinkan ( $\sigma_t'$ ) =  $\sigma_{\text{tmaks}} / k$

$$= 85 / 6$$

$$= 14,16 \text{ [ kg/mm}^2\text{]}$$

d. Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_g'$ ) (Sularso, 1997 : 299) :

$$\tau_g' = (0,5 - 0,75) \tau_a \quad (2-11)$$

### 2.3.2. Beban Yang Bekerja Pada Kait (W)

Beban yang terjadi pada kait adalah beban maksimal yang direncanakan, dikali dengan faktor koreksi, yaitu faktor ketidaktelitian beban dan kemungkinan ada beban kejutan, maka beban direncanakan adalah (Sularso,1997:301):

$$W = f_c \cdot W_{\text{maks}} \quad (2-12)$$

dimana :

W = beban rencana [kg]

$f_c$  = faktor koreksi daya maksimum yang diperlukan

$W_{\text{maks}}$  = beban maksimal

### 2.3.3. Pemilihan Baut Dan Mur Kait

Bahan baut dan mur sama dengan bahan kait yaitu baja karbon rendah 0,27 %-0,35%.

a. Tegangan tarik yang umum diizinkan ( $\sigma_a$ ) = 6 [kg/mm<sup>2</sup>] (Sularso, 1997 :297)

- b. Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_g$ ) =  $(0,5 - 0,75) \sigma_a$
- c. Diameter baut ditinjau dari tegangan tarik (Sularso, 1997 :296) :

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \sigma_a \cdot 0,64}} \quad (2-13)$$

Di mana :

d = Diameter luar (mm)

$d_1$  = diameter inti (mm)

= 0,8 d (Sularso, 1997 :296)

- d. Bahan mur

Bahan mur dipilih baja liat dengan konstruksi karbon 0,2% - 0,35% (Sularso, 1997:299).

$$\tau_g' = 0,5 \cdot \tau_a \quad (2-14)$$

- e. Tegangan yang terjadi pada baut dan mur

Tegangan geser pada baut (ulir luar) (Sularso, 1997:297):

$$\tau_b = \frac{W}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot p \cdot z} \quad (2-15)$$

Di mana :

W = beban rencana (kg)

$d_1$  = diameter inti baut (mm)

k = 0,84 (untuk ulir metris)

p = pitch

z = jumlah ulir

Tegangan geser pada mur (ulir dalam) adalah (Sularso, 1997:297):

$$\tau_n = \frac{W}{\pi \cdot D \cdot j \cdot p \cdot z} \quad (2-16)$$

Di mana :

W = beban rencana (kg)

D = diameter luar (mm)

j = 0,75 (untuk ulir metris)

p = pitch

Z = jumlah ulir

#### 2.3.4. Pemeriksaan Kekuatan Kait

- a. Pemeriksaan tegangan tarik pada batang ulir

Tegangan tarik yang terjadi pada batang ulir dapat diketahui dengan rumus dibawah ini (Sularso, 1997:296):

$$\sigma_t = \frac{W \cdot 4}{\pi \cdot (d_1)^2} \quad (2-17)$$

Dimana :

$\sigma_t$  = tegangan tarik yang terjadi (kg/mm<sup>2</sup>)

W = beban rencana (kg)

d<sub>1</sub> = diameter inti baut (mm)

- b. Tegangan geser yang terjadi pada batang ulir

Tegangan geser yang diizinkan (  $\tau_g$  ) adalah :

$$\tau_g' = 0,5 \times \sigma_a$$

Tegangan geser yang terjadi pada ulir adalah (Sularso, 1997:296):

$$\tau_g = \frac{W}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot p \cdot z} \quad (2-18)$$

Tekanan permukaan pada batang ulir

Tekanan permukaan yang terjadi pada ulir adalah (Sularso, 1997:296):

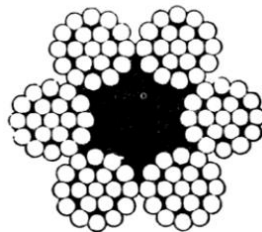
$$q = \frac{W}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \quad (2-19)$$

#### 2.4. Tali Baja (*Wire Rope*)

Tali baja (*wire rope*) digunakan untuk mengangkat dan menurunkan beban pada gerakan *hoist*. Ada beberapa hal yang menyebabkan dipilihnya tali baja sebagai peralatan pengangkat pada perencanaan ini yaitu :

1. Lebih ringan dibanding rantai (dalam parameter panjangnya dan pada diameter yang sama).
2. Lebih aman terhadap sentakan.
3. Operasi yang tenang walaupun pada kecepatan operasi yang tinggi.
4. Menunjukkan tanda-tanda yang lebih baik apabila akan putus

Dari beberapa kenyataan yang terjadi bahwa kerusakan tali diakibatkan oleh kelelahan bahan dan setiap tali hanya dapat mengalami kelengkungan dalam jumlah tertentu. Adapun beberapa hal yang harus diperhatikan dalam perencanaan tali baja yaitu ketergantungan umur pakai tali pada ukuran pulley atau drum, konstruksi tali dan faktor lainnya.



Gambar 2.3 Tali Baja (Zainuri, 2006)

Pembuatan tali baja ini dilakukan dengan proses perlakuan panas tertentu sekaligus diiringi dengan penarikan dingin yang akan meningkatkan sifat mekanis kawat, tali baja terbuat dari baja dengan kekuatan  $\sigma_b = 130 - 200$  kg/mm<sup>2</sup> (Rudenko, N, 1996:30).

Berdasarkan pilihan atau anyaman tali baja dapat dikelompokkan atas:

- Pilin kanan (*Right lay*)
- Pilin kiri (*Left Lay*)

Berdasarkan inti tali dapat dikelompokkan atas:

- Tali pintal silang.
- Tali pintal parallel atau *lang lay*.

Semua mesin pengangkat termasuk kelompok kerja periodik dan kapasitas perjam-nya dapat dirumuskan sebagai berikut (Rudenko, N, 1996:14):

$$Q_{hr} = n \cdot Q_{\Sigma} \quad \text{ton/jam} \quad (2-20)$$

Dimana:

$Q_{\Sigma}$  = Kapasitas angkat total

$\eta$  = Jumlah siklus per jam ( $\eta$ ) ialah:

$$\eta = \frac{3600}{\sum t_i} \quad (2-21)$$

Dimana:

$\sum t_1$  = waktu siklus *crane* (tsc)

yaitu total waktu yang dibutuhkan dalam detik yang digunakan untuk operasi individual dalam melaksanakan satu siklus kerjayang tergantung pada

kecepatan gerakan selama operasi, jarak perpindahan dan tinggi angkat, waktu yang hilang dalam percepatan dan perlambatan, tingkat penggabungan beberapa operasi sekaligus waktu yang hilang dalam pemasangan dan pelepasan muatan dengan *grip*.

Tipe-tipe tali untuk crane dan pengangkat dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 2.1 Tali untuk crane dan pengangkat

Faktor mula-mula dari keamanan tali terhadap tegangan	Konstruksi Tali							
	6 x 19 = 114 + 1c		6 x 37 = 222 + 1c		6 x 61 = 366 + 1c		18 x 17 = 342 + 1c	
	Jumlah serat yang patah pada panjang tertentu setelah tali dibuang							
Kurang 6	12	6	22	11	36	18	36	18
6 – 7	14	7	26	13	38	19	38	19
diasas 7	16	8	30	15	40	20	40	20

(Sumber : Rudenko, N, 1996)

#### 2.4.1. Perhitungan Ukuran Tali

Luasan penampang tali (A) ditentukan berdasarkan rumusan (Syamsir A. Muin, 1995:65) :

$$A = \frac{S}{\frac{\sigma_b}{k} - \frac{d}{D_{min}}} 3600 \quad (2-22)$$

Dimana :

A = luas penampang tali baja.

S = Tarikan maksimum pada tali

k = faktor keamanan tali

$\sigma_b$  = kekuatan putus bahan kawat tali baja ( $18000 \text{ kg/cm}^2$ ) (Rudenko, N, 1996:30)

$d$  = diameter tali baja

$D_{\min}$  = diameter minimum pulley atau drum.

#### 2.4.2. Tarikan Yang Dialami Tali Baja ( $S_w$ )

Untuk menghitung tarikan maksimum yang dialami tali baja dapat menggunakan rumus (Rudenko, 1996:41):

$$S_w = \frac{Q}{n \cdot \eta \cdot \eta_1} \quad (2-23)$$

Dimana:

$S_w$  = Tarikan maksimum pada tali baja dari sistem puli (Kg).

$Q$  = Total berat muatan yang diangkat (Kg).

$n$  = Jumlah muatan puli (tali penggantung) yang menyangga muatan.

$\eta$  = Effisiensi puli.

$\eta_1$  = Effisiensi yang disebabkan kerugian tali akibat kekakuannya ketika menggulung pada drum.

Diameter kawat tali baja dapat dihitung dengan menggunakan rumus (Syamsir, A

Muin, 1995: 63) :

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi \cdot i}} \quad (2-24)$$

Dimana:

$A$  = Luas penampang tali baja (mm)

$\delta$  = Diameter serat dari tali baja (mm)

$i$  = Jumlah serat dalam tali baja

Diameter tali baja ( $\delta$ ) dapat dihitung (Syamsir, A Muin, 1995: 64) :

$$d = 1,5 \cdot \delta \cdot i \quad (\text{mm}) \quad (2-25)$$

Di mana :

$d$  = range 15 – 19,5 mm

Tarikan tali baja yang diijinkan adalah ( $S_i$ ) :

$$S_i = \frac{P_b}{K} \quad (2-26)$$

Dimana:

$S_i$  = Tarikan maksimum yang diijinkan pada tali (Kg)

$K$  = Faktor keamanan kondisi sedang/medium

#### 2.4.3. Perhitungan Umur Tali

Tali merupakan bagian yang penting pada waktu pengoperasian mesin pemindah bahan. Akibat seringnya mengalami pembebanan, lama kelamaan tali akan menjadi rusak akibat kelelahan. Untuk mengetahui berapa lama tali tersebut dapat digunakan maka rumus (Syamsir, A Muin, 1995: 16) :

$$N = \frac{Z}{a \cdot z_2 \cdot \beta \cdot \varphi} \quad (2-27)$$

Dimana:

$N$  = Umur tali (bulan)



$a$  = Jumlah siklus kerja rata-rata perbulan

$z_2$  = Jumlah lengkungan berulang per siklus kerja (mengangkat dan menurunkan) pada tinggi pengangkatan penuh dan lengkungan satu sisi.

$\beta$  = Faktor perubahan daya tahan tali akibat mengangkat muatan lebih rendah dari tinggi total dan lebih ringan dari muatan penuh = 0,3 (Rudenko,N,1996:47)

$\phi$  = Hubungan langsung antara jumlah lengkungan dan jumlah putusan didalam tali  $z/z_1 = 2,5$  (Syamsir, A Muin, 1995: 16)

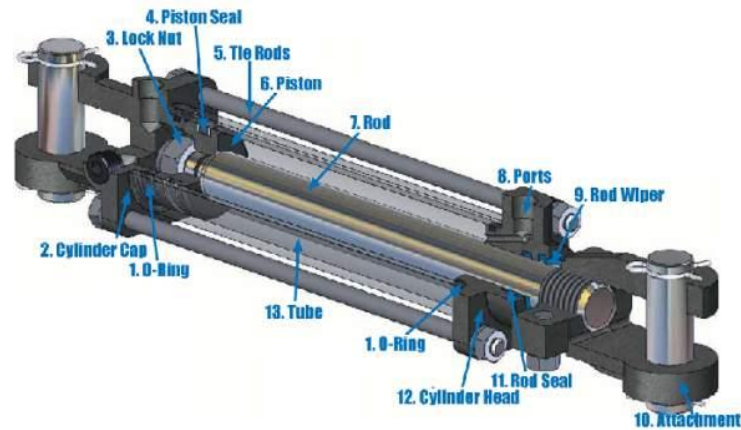
$z$  = Jumlah lengkungan berulang yang mengakibatkan kerusakan tali

## **2.5. Hydraulic System**

### **2.5.1. Silinder Hidrolik (*Cylinder Hydraulic*)**

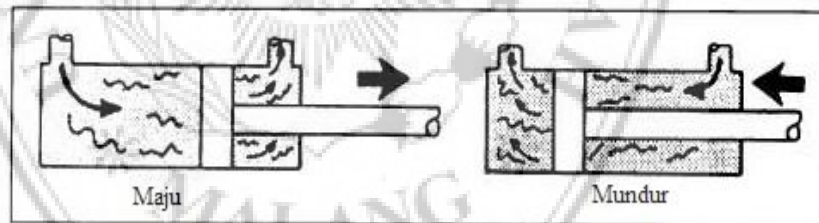
Silinder hidrolik atau elemen penggerak hidrolik linier digunakan untuk mengubah tenaga hidrolik kedalam gerakan mekanik. Penggunaan silinder hidrolik dalam berbagai macam industry beragam bentuk dan jenisnya, sehingga ditemui banyak jenis-jenis silinder hidrolik baik pemakaian maupun cara kerjanya.

Jenis yang pertama adalah single acting pada silinder ini hanya ada gaya satu arah. Tekanan dialirkan pada satu sisi silinder, torak dan batang torak didorong keluar dari rumah silinder oleh tekanan fluida dan juga bias digunakan untuk menggerakkan beban. Ketika tekanan oli dilepas beban atau gaya pegas mendorong torak keposisi semula.



Gambar 2.4. Konstruksi Silinder Hidrolik (Sumber: Rexroth Cylinder Hydraulic Catalogue)

Jenis yang kedua adalah double acting, pada silinder jenis ganda ini memungkinkan pemakaian gaya hidrolik dua arah. Akan tetapi langkah mundur memberikan gaya yang lebih kecil dari pada langkah maju, oli masuk kedalam salah satu ujung silinder untuk menggerakkan torak maju dan masuk keujung silinder yang lain untuk menggerakkan torak mundur.



Gambar 2.5. Silinder Ganda (Sumber : Hartono, 1988 : 299)

Kriteria utama pada pemilihan silinder hidrolik adalah didasarkan pada :

- Gaya yang dapat dihasilkan untuk langkah maju dan mundur, hubungannya adalah dengan luas penampang torak (diameter dalam silinder) dan tekanan yang bekerja.
- Kecepatan langkah torak untuk langkah maju mundur, erat hubungannya dengan volume silinder dan aliran rata-rata yang masuk silinder.

- Stabilitas mekanik dari silinder, berhubungan dengan momen tekuk gaya pembebanan. (Sugi Hartono, 1988 : 299)

Untuk mendapatkan dimensi dari silinder hidrolik yang digunakan maka parameter-parameter yang perlu dihitung adalah:

- Tekanan fluida kerja (P) (Sugihartono,1998:309) :

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{kg/mm}^2) \quad (2-28)$$

Dimana :

F = Gaya tekan piston (Kg)

A = Luas penampang silinder (mm<sup>2</sup>)

P = Tekanan maksimum (Kg/mm<sup>2</sup>)

- Diameter dalam silinder (D) (Ernest . Fitch, 1966:170)

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} \quad (\text{mm}) \quad (2-29)$$

- Tegangan tarik desain ( $\sigma_1$ ) (Ernest . Fitch, 1966:170)

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{S_f} \quad (\text{kg/mm}^2) \quad (2-30)$$

Dimana :

$\sigma$  = Tegangan tarik bahan (kg/mm<sup>2</sup>)

S<sub>f</sub> = Faktor keamanan

- Tebal dinding silinder (T) (Ernest . Fitch, 1966:170) :

$$T = \frac{D}{2} \left[ \sqrt{\frac{\sigma_i + p}{\sigma_i - p}} \right] \quad (\text{mm}) \quad (2-31)$$

- Diameter luar silinder (D<sub>o</sub>)(Ernest . Fitch, 1966:177) :

$$D_o = D + 2 \cdot T \quad (\text{mm}) \quad (2-32)$$

Dimana :

$D$  = Diameter dalam silinder (mm)

$T$  = Tebal dinding silinder (mm)

- Tegangan longitudinal

Tegangan longitudinal adalah tegangan yang terjadi pada dinding silinder dalam arah melintang atau sejajar sumbu longitudinal (Khurmi, 1982: 178) :

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot D_o}{4 \cdot T} \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (2-33)$$

Dimana :

$P$  = Tekanan kerja dalam silinder ( $\text{Kg/mm}^2$ )

$D_o$  = Diameter dalam silinder (mm)

$T$  = Tebal silinder (mm)

- Tegangan sirkumferensial ( $\sigma_s$ )

Tegangan sirkumferensial adalah tegangan tegangan yang terjadi pada luasan melingkar dinding silinder atau menyinggung permukaan silinder (Khurmi, 1982: 178) :

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot D_o}{2 \cdot T} \quad (2-34)$$

Dimana :

$P$  = Tekanan kerja silinder ( $\text{Kg/mm}^2$ )

$D_o$  = Diameter dalam silinder (mm)

$T$  = Tebal silinder (mm)

### 2.5.2. Piston

Piston adalah bagian geser silinder, yang melekat pada batang piston. Ini mengakomodasi seal hydraulic untuk menghindari kebocoran antara silinder dan piston. Hal ini juga dilengkapi dengan panduan-ring, memakai cincin, atau piston itu sendiri dapat dibuat dari bahan bantalan untuk melindungi permukaan bagian terasah dari cylinder. Piston tahan terhadap beban penuh dikembangkan oleh minyak bertekanan dan transfer ke *piston rod* (batang piston) tersebut. Ini adalah komponen pertama, yang menanggung dan mentransfer beban, karena itu harus dirancang sesuai performance.

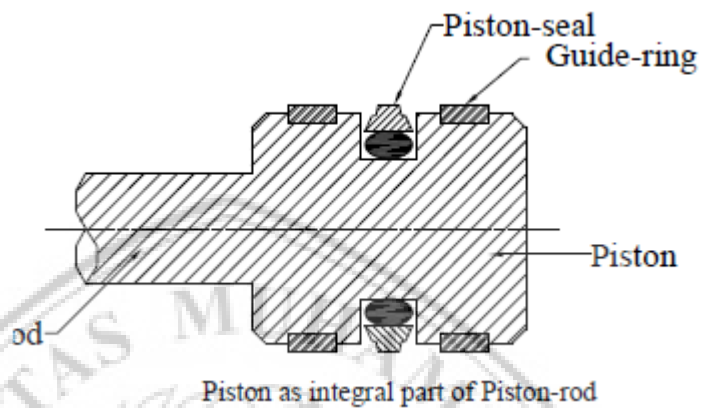
Piston bisa dibuat dari baja ringan, aluminium, perunggu, besi abu-abu (*grey iron*) biaya dll, tergantung pada aplikasi dan cairan pelumas yang digunakan dalam sistem. Bahan keras dapat merusak permukaan halus dalam silinder. Besi abu-abu terus dicor adalah salah satu bahan yang paling menguntungkan dan banyak digunakan untuk piston.

Design piston menurut attachment batang piston dapat diklasifikasikan dalam dua categories :

- a) Piston sebagai bagian integral batang piston (*Piston as integral part of piston rod*).

Tipe integral dari batang piston tipe integral piston dan piston susunan batang umumnya digunakan untuk ukuran besar batang piston, dan silinder berkapasitas tinggi. Dan dalam silinder setiap pengaturan ini akan lebih ekonomis di mana panjang batang piston

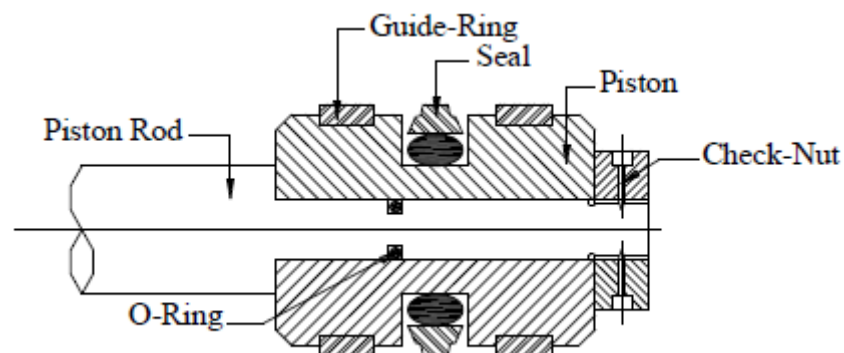
pendek dan diameter batang piston sangat dekat dengan diameter dalam silinder. Type ini lebih kokoh di bandingkan jenis supported piston. Alignment sangat baik antara piston, batang piston, tabung silinder, guide-bush, maka umur seal akan lebih baik.



Gambar 2.6. Piston as integral part of piston rod (Sumber : Q.S. Khan, Hal:33)

- b) Piston hanya di dukung oleh piston jenis rod (*Piston simply supported by piston rod*).

Jenis piston ini melekat kebatang piston dengan cara sambungan drat atau sambungan pada ujung batang piston yang ditahan oleh mur. Jenis perakitan ini paling banyak digunakan dalam industri, karena lebih mudah untuk produksi massal dan dimensi piston standar. Batang piston type ini diproduksi massal dengan hardchrome batang berlapis.



Gambar 2.7. *Piston simply supported by piston rod* (Sumber : Q.S. Khan, *Design And Manufacturing Of Hydraulic Cylinders*, Volume 2. Hal:34)

Dimensi pokok yang perlu diperhitungkan untuk mendapatkan ukuran piston adalah sebagai berikut :

- Tegangan tarik ijin bahan ( $\sigma_{ijin}$ ) (Ernest . Fitch, 1966:177) :

$$(\sigma_{ijin}) = \frac{\sigma}{sf} \quad (2-35)$$

Dimana :

$\sigma$  = Tegangan tarik bahan ( $\text{Kg/mm}^2$ )

Sf = Faktor keamanan

- Tegangan tekan pada piston ( $\sigma_t$ )(Sularso, 1983 : 296) :

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} \quad (2-36)$$

Dimana :

F = Gaya tekan (Kg)

A = Luas penampang piston ( $\text{mm}^2$ )

### 2.5.3. Batang Piston (*Piston Rod*)

Batang piston (*Piston Rod*) berfungsi untuk men-transfer kekuatan daya yang dihasilkan di piston sebagai bagian dari kerja piston. Gaya ini dapat mendorong atau menarik. Batang piston dirancang untuk mentransfer gaya yang terjadi di sepanjang sumbu pusat. Hal ini tidak dirancang untuk beban bending. Sebagai gaya yang bekerja melalui poros tengah saja, maka ketika panjang batang piston lebih pendek, maka penampang yang diperlukan untuk mentransfer gaya

dalam batas stress yang aman dapat dihitung dengan menggunakan dasar sederhana rumus (Q.S. Khan ,Hal:34):

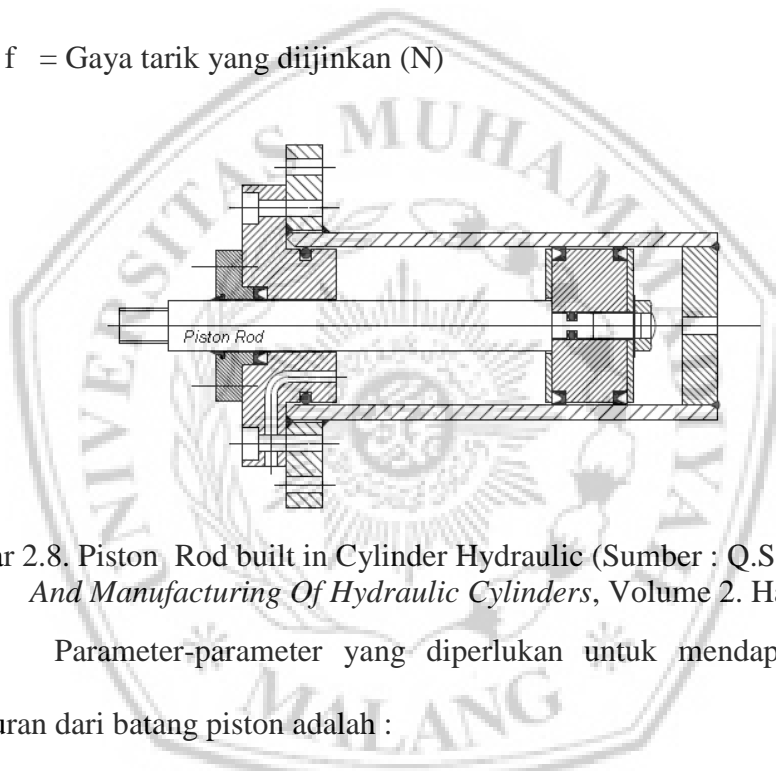
$$W=(0,785) dxf \quad (2-37)$$

Di mana :

$W$  = Kekuatan (Daya) yang ditransfer (Joule)

$d$  = Diameter piston rod (m)

$f$  = Gaya tarik yang diijinkan (N)



Gambar 2.8. Piston Rod built in Cylinder Hydraulic (Sumber : Q.S. Khan, *Design And Manufacturing Of Hydraulic Cylinders*, Volume 2. Hal:39)

Parameter-parameter yang diperlukan untuk mendapatkan ukuran-ukuran dari batang piston adalah :

- Momen inersia pada batang piston ( $I$ ) (Sugihartono, 1988: 153) :

$$I = \frac{\pi}{64} D_{pr}^4 \quad (2-38)$$

Dimana :

$D_{pr}$  = Diameter batang piston (mm)

- Besar beban kritis kritis karena terjadi pada piston dicari dengan rumus Euler (Sugi Hartono, 1988 : 153), sebagai berikut:



$$K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S_k^2} \quad (2-39)$$

Dimana :

K = Beban kritis (Kg)

E = Modulus elastis (Kg/mm<sup>2</sup>)

I = Momen inersia (mm<sup>4</sup>)

S<sub>k</sub> = Beban panjang tekuk (mm)

- Beban operasi maksimum yang diijinkan (Sugi Hartono, 1988 : 153) :

$$F = \frac{K}{S} \quad (\text{kg}) \quad (2-40)$$

Dimana :

F = Beban oprasi maksimum (Kg)

K = Beban kritis (Kg)

S = Faktor keamanan

Syarat batang piston aman adalah gaya tekan maksimum < beban operasi maksimum yan di iijinkan.

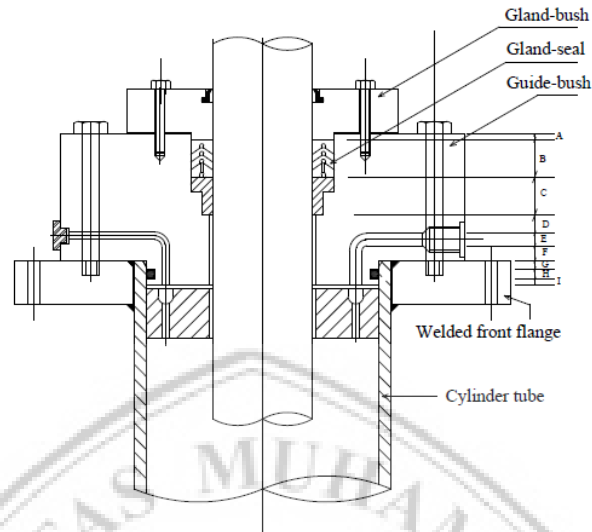
#### 2.5.4. Tutup Silinder (*Guide Bush* dan *End Plug*)

##### 2.5.4.1. *Guide Bush*

Guide Bush disebut sebagai "Head End", "Rod-End", "Front-End", "Front-Face" silinder. Ini adalah bagian akhir dari silinder hidrolik yang mencakup perbedaan antara arealubang silinder dan batang piston. Selain mencakup ujung depan silinder, Guide Bush juga menyediakan lubang saluran minyak , panduan untuk batang piston dan seal rod, o-ring dan pengaturan dudukan silinder hidrolik.

Pada langkah batang piston penuh, piston juga menerapkan kekuatan penuh sama seperti gaya yang dihasilkan olehsilinder pada guide bush, karena itu

dirancang sesuai untuk menahan beban tersebut. Guid bush sendiri merupakan panduan langkah gerakan batang piston di dalam silinder hidrolik bore (lubang).



Gambar 2.9. End Plug Hidroli silinder (Sumber : Q.S. Khan, Hal:38)

Parameter-parameter yang berguna untuk menentukan tutup silinder adalah sebagai berikut :

- Tebal flange ( $T_f$ ) (Khurmi,1984: 201) :

$$T_f = 1,5 \cdot t + 3 \text{ (mm)} \quad (2-41)$$

Dimana :

$T$  = Tebal dinding silinder (mm)

- Diameter nominal baut ( $d$ ) (Khurmi,1984: 201) :

$$D = 0,75 \cdot T + 1 \text{ (mm)} \quad (2-42)$$

- Diameter luar tutup silinder ( $D_0$ ) (Khurmi,1984: 201) :

$$D_0 = D + 2 \cdot T + 2 \cdot B \text{ (mm)} \quad (2-43)$$

Dimana :

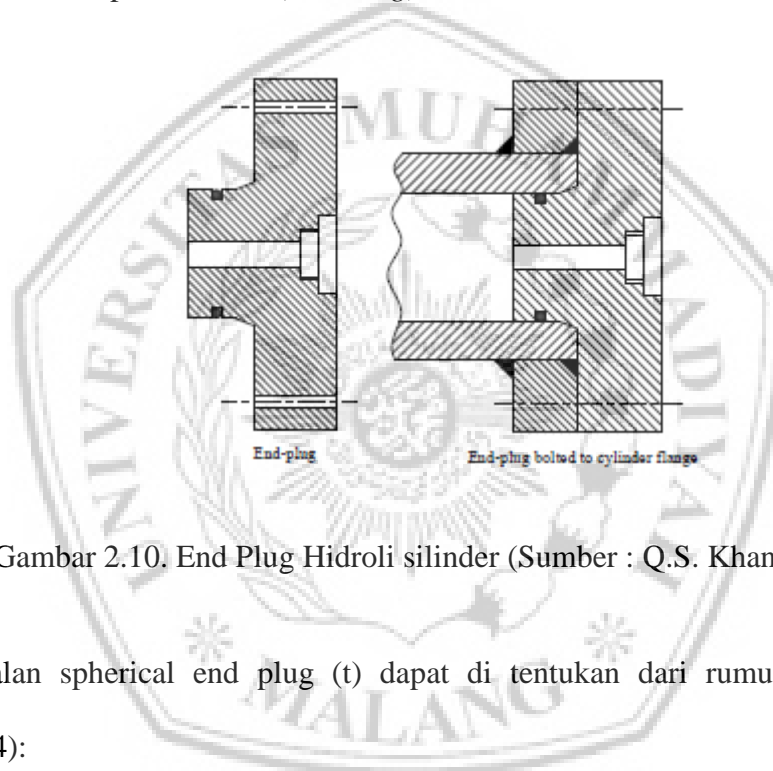
$D$  = Diameter dalam silinder (mm)

$B$  = Lebar flange (mm)

$$= 2,3 \cdot d_o$$

#### 2.5.4.2. End Plug

End plug juga disebut sebagai "*Cap End*" "*Cover End*" atau *Rear-End* silinder bagian bawah. Ini adalah bagian akhir dari silinder hidrolik yang menutup lubang ujung silinder-bore. Di samping itu dapat digunakan untuk pemasangan silinder, menyediakan lubang saluran minyak dan lubang udara, dan untuk pengaturan tempat duduk (mounting) silinder hidrolik.



Gambar 2.10. End Plug Hidroli silinder (Sumber : Q.S. Khan, Hal:39)

Ketebalan spherical end plug ( $t$ ) dapat di tentukan dari rumusan(Q.S. Khan ,Hal:44):

$$t = \frac{P \cdot d}{4 \cdot f_t} \quad (2-44)$$

di mana :

$P$  = Working Pressure (Bar)

$d$  = Diameter piston (m)

$f_t$  = Tegangan tekan yang diijinkan ( $\text{Kg/m}^2$ )

### 2.5.5. Selang Hidrolis

Selang hidrolis berfungsi untuk menghubungkan berbagai elemen pada rangkaian sistem hidrolis dan menghantarkan fluida ke seluruh sistem hidrolis. Pipa saluran sebagai saluran penghantar (konduktor) harus mampu menahan tekanan maksimum dan kejutan tekanan yang timbul dalam sistem. Luas penampang pipa harus cukup besar dan mampu menghantarkan aliran fluida rata-rata tanpa menimbulkan rugi-rugi kelebihan tekanan. Pipa berlapis baja sering digunakan untuk konduktor kaku dan semi-kaku. Pipa fleksibel (selang karet) dipakai apabila cairan fluida harus dihubungkan dengan bagian-bagian mesin yang bergerak (crane, mobil dan alat-alat pertanian), atau apabila vibrasi dapat menimbulkan kebocoran pada sistem pemipaan.

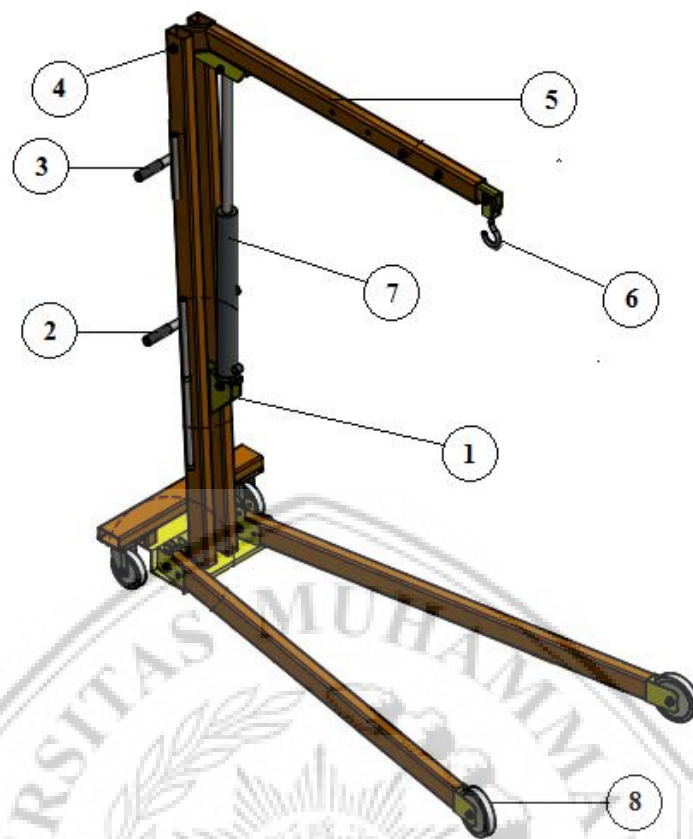


Gambar 2.11. *Hydraulic hose* (Sumber : [www.google.com](http://www.google.com))

## 2.6. Konsep Design Perancangan *Portable Crane*

### 2.6.1. Konstruksi Design Rancangan

Konsep design *portable crane* yang dirancang adalah seperti penjelasan dalam gambar konstruksi *portable crane* di bawah ini.



Gambar 2.12. Design Konstruksi Portable Crane kapasitas angkat 500 Kg

Keterangan gambar :

1. Penopang

Penopang ini berfungsi sebagai tempat dudukan dari bottom silindr hidrolis.

2. Tuas Hidrolik

Tuas hidrolik berfungsi sebagai handle untuk pemompaan lengan (boom) pada saat mengangkat beban atau merurunkan beban.

3. Tuas Pendorong

Tuas pendorong berfungsi sebagai handle kemudi pada saat penempatan posisi yang di kehendaki atau pemindahan posisi crane.

4. Pin

Pin berfungsi sebagai engsel dari lengan (boom) pada saat gerakan naik atau turun.

5. Lengan (*boom*)

Lengan atau *boom* berfungsi sebagai penjunгат (*luffing*) pada saat proses pengangkatan beban atau penurunan beban.

6. Kait (*hook*)

Kait berfungsi sebagai pemegang beban.

7. Dongkrak silinder

Dongkrak silinder berfungsi sebagai tenaga penggerak lengan (*boom*) untuk gerakan naik dan turun pada saat pengangkatan beban.

8. Roda

Roda pada bagian base frame berfungsi sebagai mobilitas crane.

### 2.6.2. Prinsip Kerja *Portabel Crane*

Alat ini dioperasikan secara manual dengan bantuan tenaga manusia dan direncanakan mampu mengangkat beban maksimal sampai 500 kg. Alat ini menggunakan hidrolik untuk mengangkat beban dan beroperasi dilantai menggunakan empat buah roda.

### 2.6.3. Keunggulan Design Rancangan

Design rancangan portable crane yang akan di buat mempunyai beberapa keunggulan di bandingkan dengan design sebelumnya yang telah ada antara lain :

- a. alat angkat ini bisa dipindahkan ke tempat yang diperlukan dengan mudah.
- b. Alat ini tidak terlalu memerlukan perawatan intensif.

- c. Desain alat cukup sederhana, sehingga tidak memerlukan tenaga ahli khusus dalam perbaikannya.
- d. Suku cadang (*spare part*) yang digunakan banyak beredar dipasaran.
- e. Alat ini sangat mudah dioperasikan,
- f. Ringkas, bisa dibongkar-pasang (*knock down*),
- g. Mudah dibawa dan disimpan karena ini tidak memerlukan ruang yang luas.

#### 2.6.4. Spesifikasi Design Rancangan

Spesifikasi rancangan dari alat ini, antarlain:

1. Dimensi dari komponen alat ini yang direncanakan :
  - Panjang = 1500 mm
  - Lebar = 1115 mm
  - Tinggi = 1530 mm
  - Berat alat  $\leq$  150 kg
  - Kapasitas angkat maksimal = 500 kg
  - Lengan (*boom*) crane teleskopik : 880 – 1.255 mm
2. Lengan crane bergerak naik turun menggunakan dongkrak hidrolik (*hydraulic long ram jack*) tipe D-51010 dari US Jack, dengan kapasitas angkat 3 ton.
3. Kait yang digunakan adalah jenis kait yang dapat berputar (*swivel hook*) menggunakan bantalan bola (*Ball Bearin*).
4. Material untuk rangka alat ini adalah baja paduan (*alloy steel*) yang banyak di pasaran.

5. Roda untuk menggerakkan alat ini dibuat dari poliamida, ban hitam elastik, bantalan bola presisi.

